

проб масла производят при 100-часовых регламентных работах с двигателем, т.е через 100 часов наработки. После достижения концентрации магния в масле выше 1 г/т периодичность отбора уменьшают и производят отборы проб через 50 часов наработки, а при концентрации магния свыше 3 г/т пробы отбирают через 25 часов наработки.

Таблица 1

Связь остаточного ресурса работы двигателя
с концентрацией магния в масле

конц. Mg, г/т	0,025	0,05	0,25	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
ресурс τ , часы	230	217	173	115	73	43	20	0

Введение контроля по содержанию магния и других металлов в масле сняло напряжение в эксплуатирующих организациях. Анализ проб по содержанию металлов в масле по опыту работы на двигателе НК-22 внедрен и на других типах двигателей

Внедрение резьбовых втулок с конструктивно - технологическими мероприятиями исключило проявление дефекта ослабления посадки резьбовых втулок крепления центрального привода. Но контроль за концентрацией магния в масле в процессе эксплуатации был оставлен. Этот диагностический признак позволял наряду с другими показателями принимать решение о продлении эксплуатации двигателя по техническому состоянию.

Список литературы

1. Елизаров И.А., Михеенков Е.Л. Применение системы обеспечения надежности ГТД, разработанной Н.Д. Кузнецовым, к доводке двигателя НК-22.// Сборник трудов МНТК-2001, ч.2, 2001 - Самара, С.187-192

МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ДИСБАЛАНСА НА ЛОПАТКАХ ВЕНТИЛЯТОРА

Идельсон А.М.
ОАО "СКБМ", Самара

При серийном выпуске ТРДД с относительно крупными лопатками вентилятора на некоторых типах двигателей при стендовых приемосдаточных испытаниях проявляется зависимость параметра вибраций в районе передней опоры (V) от температуры воздуха на входе в двигатель T_v^* .

В работе [1] показана такая статистическая зависимость для одного из ТРДД на основе большой партии серийных двигателей. Так, при $T_b^* = 293\text{K}$ максимальное значение V при резонансной (критической) частоте вращения n_k превышает в 1,6 раза аналогичное значение при $T_b^* = 263\text{K}$.

Как отмечено в работах [2,3], причиной возникновения повышенных вибраций может быть не только механическая, но и аэродинамическая неуравновешенность ротора. В частности, большой интенсивностью может обладать вибрация с аэродинамической природой, генерируемая мощными вентиляторами и характерная кратностью колебаний частоте вращения ротора. Ее возникновение связано с производственным рассеиванием в пределах допусков геометрических размеров лопаток, особенно крупногабаритных лопаток вентилятора. Понижения опасного уровня в этом случае удавалось добиться уменьшением величины рассеивания геометрических факторов в комплекте лопаток или тенденциозной расстановкой лопаток по окружности. Наиболее влияющими факторами, как показал опыт, являются углы установки рабочих лопаток и разница в величине шагов. Влияние T_b^* на V является косвенным свидетельством наличия аэродинамического дисбаланса, о чем подробнее будет пояснено ниже.

Существует две опасности, связанные с присутствием аэродинамического дисбаланса. Если "вылечить" двигатель при наземном испытании обычным способом механической балансировки (например, уравниванием грузиками), то в высотных условиях, в связи с изменением температуры и давления воздуха на входе (T_b^* , P_b^*), изменяются газовые силы, действующие на лопатки, и связанная с ними по величине аэродинамическая неуравновешенность. Величина же механического дисбаланса остается неизменной. Поэтому возникает неуравновешенность, которая приводит к росту V в полете.

Вторая опасность заключается в том, что если двигатель проходит испытание при низких значениях T_b^* , то может остаться невыявленным наличие аэродинамической неуравновешенности, которая проявляется затем в процессе эксплуатации двигателя при более высоких значениях T_b^* .

Следовательно, необходимо при наземном стендовом испытании двигателя, во-первых, выявить факт наличия аэродинамического дисбаланса, и, во-вторых, моделировать худшие, с точки зрения уровня вибрации, "летные" условия испытания. Это касается как прямо-сдаточных испытаний серийных двигателей, так и экспериментальных работ при выборе оптимального варианта конструкции.

Рассмотрим вопрос о моделировании аэродинамического дисба-

ланса на лопатках вентилятора или первых ступеней компрессора.

В общем случае можно записать

$$V=f(n, P_r). \quad (1)$$

Здесь P_r – газовое воздействие, зависящее от перепада давлений на лопатке, кинематики потока, характера течения в межлопаточном канале (в том числе срывных явлений).

Для компрессоров в области автомодельной по числу Рейнольдса

$$\frac{P_r}{p_v^*} = f[n_{пр}, \pi_k^*, \partial p_v^*/\partial x]. \quad (2)$$

Здесь p_v^* – полное давление на входе в компрессор (вентилятор), π_k^* – степень повышения давления в компрессоре (вентиляторе) по параметрам торможения, $\partial p_v^*/\partial x$ – степень неоднородности поля давлений воздуха на входе, $n_{пр}$ – приведенная частота вращения.

В стендовых условиях для большинства схем ГТД с одним управляющим фактором на линии рабочих режимов

$$\pi_k^* = f(n_{пр}); G_{впр} = f(n_{пр}). \quad (3)$$

Здесь $G_{впр}$ – приведенный расход воздуха.

Для стендовых условий

$$\partial p_v^*/\partial x = f(G_{впр}) \approx f(n_{пр}). \quad (4)$$

Поскольку $n_{пр} = n \cdot (288/T_{вх}^*)^{0,5}$, зависимость (2) с учетом зависимостей (3) и (4) принимает вид

$$P_r/p_v^* = f(n/T_{в}^{*0,5}). \quad (5)$$

При наземных стендовых испытаниях в одной климатической зоне пренебрежем влиянием p_v^* и представим зависимость (1) с учетом зависимости (5):

$$V = f(n, T_v^*). \quad (6)$$

При наличии только механического дисбаланса параметр V зависит лишь от частоты вращения n , а при наличии аэродинамического дисбаланса в стендовых условиях зависит еще и от температуры наружного воздуха T_v^* , что и показано на рис.1 (для $n = n_k$). n_k – критическая частота вращения.

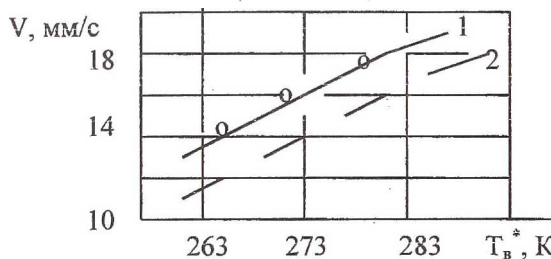


Рис. 1. Сравнение метода моделирования со статистикой ($n = n_k$):
1 – моделирование 2 – статистика

Линия 2 соответствует средневероятному протеканию зависимости для статистической выборки из 63 точек.

Рост V в районе передней опоры при увеличении T_b^* при $n_k = \text{Const}$ может быть объяснен понижением $n_{пр}$ и связанным с ним повышением газодинамической нагрузки на группу первых ступеней компрессора (вентилятор).

Итак, следует идентифицировать условия стендового испытания двигателя по параметру вибраций V при различных температурах наружного воздуха T_b^* . В основу метода моделирования аэродинамического дисбаланса на крупногабаритных лопатках вентилятора или первых ступеней компрессора положено предположение о критериальности для газодинамической силы P_r угла набегания потока на рабочую лопатку 1-ой ступени в относительном движении β (рис.2).

На рис.2 C , W , U – скорости в абсолютном, относительном и переносном (вращательном) движениях, α – угол потока в абсолютном движении. Из треугольника скоростей следует

$$\text{tg } \beta = \sin \alpha / (U/C - \cos \alpha). \quad (7)$$

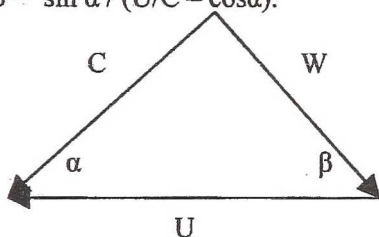


Рис.2. Треугольник скоростей потока на входе в 1-ю ступень компрессора

Угол α (угол потока на выходе из входного направляющего аппарата) с достаточной точностью для данной задачи примем постоянным. Рассмотрим работу на критической частоте вращения n_k , которая на двигателе для всех значений T_b^* постоянна ($U = \text{Const}$). Тогда из (7) следует

$$\beta = f(C). \quad (8)$$

Воспользуемся газодинамическим соотношением

$$C = a_{кр} \cdot \lambda_c,$$

где $a_{кр}$ – критическая скорость звука,

λ_c – приведенная скорость в абсолютном движении.

В реальном диапазоне $\lambda_c = 0,4 \dots 0,7$ на основе количественного анализа газодинамической функции $q(\lambda)$ получим

$$\lambda_c = \text{const} \cdot G_{в пр}^m. \quad (9)$$

Здесь, в зависимости от λ_c , $m = 1,28 \dots 1,48$.

С учетом (9) и, представив $a_{кр} = \text{const} \cdot T_b^{*0,5}$, получим

$$C = f(G_{\text{впр}} \cdot T_{\text{в}}^{*y}). \quad (10)$$

Здесь $y = 0,5/m = 0,34 \dots 0,39$.

Принимая во внимание зависимости (8) и (10) и исходя из концепции об определяющем для P_r значении угла β , получаем, что при $n=n_k$

$$V = f(G_{\text{в пр}} \cdot T_{\text{в}}^{*y}). \quad (11)$$

Итак, идентичность уровня вибраций V при наличии аэродинамического дисбаланса для различных $T_{\text{в}}$ должна обеспечиваться воспроизведением комплекса $G_{\text{в пр}} \cdot T_{\text{в}}^{*y}$.

Для основной области характеристики компрессора, где не проявляется еще эффект "запирания", справедлива при среднестатистическом протекании линии совместной работы узлов двигателя зависимость из [4]

$$G_{\text{в пр}} = \text{const} \cdot n_{\text{кр}}^z. \quad (12)$$

Здесь $z = 1,6 \dots 1,75$.

Для условия $n=n_k$ уравнение (12) приобретает вид

$$G_{\text{в пр}} \cdot T_{\text{в}}^{*z/2} = \text{const}. \quad (13)$$

Из-за различного значения показателей y и $z/2$ условия постоянства аэродинамического воздействия (11) и единства линии совместной работы (13) при изменении $T_{\text{в}}^*$ не совпадают.

Выберем какое-то значение $T_{\text{в}}^*$ за базовое ($T_{\text{во}}^*$), к которому будем приводить по параметру V условия испытания при других $T_{\text{в}}^*$. Для выполнения условия (11) при отличии $T_{\text{в}}^*$ от $T_{\text{во}}^*$ следует изменить положение линии совместной работы узлов с помощью изменения площади реактивного сопла F_c (воздействием на программу регулирования, если сопло регулируемое или постановкой сменных технологических сопел).

Пусть, например, испытание двигателя происходит при случайном значении $T_{\text{вА}}^*$ и при этом в условиях штатной линии совместной работы произведено измерение при n_k величины V_A . Необходимо привести это значение к условиям испытания при $T_{\text{во}}^*$, выбранном за базовое.

В соответствии с (13) на линии совместной работы

$$G_{\text{впр о}} = G_{\text{впр А}} (T_{\text{вА}}^* / T_{\text{во}}^*)^{z/2} \quad (14)$$

Найдем значение $G_{\text{в пр Б}}$, которое при условии испытания при $T_{\text{вА}}^*$ обеспечит равенство комплексов: $G_{\text{впр Б}} \cdot T_{\text{вА}}^{*y} = G_{\text{впр о}} \cdot T_{\text{во}}^{*y}$ (значение $G_{\text{впр Б}}$ соответствует при $T_{\text{вА}}^*$ точке вне штатной линии совместной работы). Отсюда следует

$$G_{\text{впр Б}} = G_{\text{впр о}} \cdot (T_{\text{во}}^* / T_{\text{вА}}^*)^y. \quad (15)$$

Решим совместно (14) и (15):

$$G_{\text{впр Б}} = G_{\text{впр А}} (T_{\text{вА}}^* / T_{\text{во}}^*)^x, \quad (16)$$

$x = z/2 - y = 0,41 \dots 0,53$.

Определив в процессе испытания при случайном значении $T_{\text{вА}}$ приведенный расход воздуха $G_{\text{впр А}}$, необходимо затем при том же значении $T_{\text{вА}}^*$ подобрать такую площадь реактивного сопла F_c , которая обеспечила бы $G_{\text{впр Б}}$ из (16). Измеренное при этом значение V должно соответ-

ствовать базовому значению $T_{во}^*$ для штатной линии совместной работы на этом экземпляре двигателя. Если $T_{ва}^* < T_{во}^*$, то линию совместной работы следует повышать (уменьшая F_c) и если $T_{ва}^* > T_{во}^*$, то понижать.

Существующие ограничения по диапазону изменения $G_{впр}$ при $n_{пр} = \text{const}$ и по запасу газодинамической устойчивости, а также технологические трудности могут ограничивать применение при серийном производстве этого метода моделирования вибраций по T_v^* на каждом экземпляре двигателя. Поэтому целесообразно провести испытание на каком-либо одном экземпляре с серией реактивных сопел для получения коэффициентов приведения V по T_v^* при $n = n_k$. Здесь решается обратная задача:

T_v^* при испытании принимается за базовое, а каждому значению F_c соответствует свое значение $T_{ва}^*$. Пример такого подхода представлен на рис.1. Экспериментальная зависимость, полученная путем моделирования описанным выше способом на конкретном экземпляре двигателя (линия 1) практически эквидистантна осредненной статистической зависимости (линия 2). Во-первых, это свидетельствует о том, что применительно к передней опоре ГТД гипотеза о критериальности угла β при оценке аэродинамического дисбаланса является обоснованной. Во-вторых, при отсутствии статистических данных это позволяет на основе линии 1 формировать коэффициенты приведения уровня V к базовому значению T_v^* для идентификации результатов при оценке вибрационных характеристик.

Данный метод применим и для выявления наличия аэродинамической составляющей вибраций, признаком которой является изменение V при повышении или понижении линии совместной работы путем изменения F_c при $T_v^* = \text{const}$. За характерный параметр при этом целесообразно принимать степень повышения давления в компрессоре или в вентиляторе π_k^* . На основе опыта можно заключить, что если при понижении π_k^* на 10...15% при $n = \text{const}$ уровень вибраций V понижается на 10% и более, можно считать, что возбуждение вибраций имеет аэродинамическую природу.

Список литературы

1. Идельсон А.М. Моделирование как метод исследования и доводки серийных авиационных ГТД.// Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей.- Куйбышев, КуАИ, 1985. - С.45-52.
2. Карасев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей - М. Машиностроение, 1978 132с.
3. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей - М., Машиностроение, 1973. - С.168-206
4. Идельсон А.М. Влияние элементов турбины на запас газодинамической устойчивости. // ИВУЗ, Авиационная техника - Казань, КАИ, 1986, №2. - С.38-42